

双螺杆挤出机齿轮箱效率计算

张军¹, 邬明均¹, 嵇耀¹, 毕超², 何智联²

(1. 南京高精齿轮集团有限公司, 江苏 南京 211103;

2. 北京化工大学, 机电工程学院, 北京 100029)

摘要: 为提高齿轮箱的传动效率, 降低功率损耗, 提出了一种齿轮箱传动效率的仿真计算方法。基于 KISSsys 建立齿轮箱系统的传动模型, 计算齿轮、轴承、轴封等损耗, 并应用于双螺杆挤出机齿轮箱的传动效率分析, 通过加载试验得到齿轮箱的效率数值, 并与理论仿真计算的结果进行对比, 结果表明仿真计算与试验结果的最大偏差为 0.28%, 提出的仿真计算方法能够很好的预测双螺杆挤出机齿轮箱的效率; 并分析齿轮的压力角和润滑油类型对传动效率的影响, KISSsys 分析结果显示齿轮压力角从 20° 增大到 25°, 齿轮的负载损耗降低了 22.26%, 传动效率提高了 0.24%; 使用聚乙二醇类合成润滑油, 齿轮负载损耗平均降低了 28.83%, 轴承损耗平均降低了 19.68%, 传动效率平均提高了 0.59%。

关键词: 双螺杆挤出机; KISSsys; 齿轮损耗; 轴承损耗; 效率

中图分类号: TH132.46

文献标识码: B

文章编号: 1009-797X(2025)01-0071-06

DOI: 10.13520/j.cnki.rpte.2025.01.015

0 引言

同向平行双螺杆挤出机是目前高分子材料加工领域, 应用最广泛的挤出、共混装备^[1-3]。该设备具有良好的混炼性能和自洁性能^[4-5]。值得注意的是, 在该类设备的开发中, 特别是高比扭矩机型的开发中, 传动系统好坏关系到挤出机的性能能否完全发挥^[6-8]。不仅如此, 在设备运行过程中, 齿轮箱效率又是影响设备运行能耗的核心指标^[9-10]。因此对双螺杆挤出机齿轮箱的效率进行研究非常有必要。

1 齿轮箱功率损耗计算

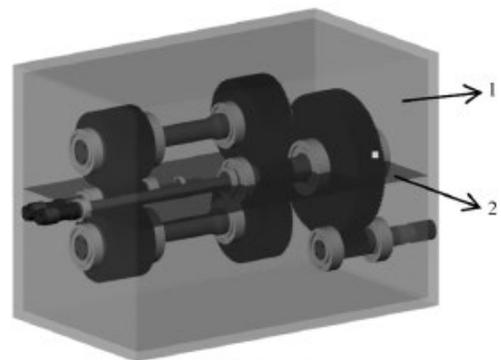
1.1 仿真模型

采用 KISSsys 软件建立齿轮箱的计算模型如图 1 所示。KISSsys 是 KISSsoft 旗下的一款系统仿真软件, 模型中的轴尺寸、齿轮参数、轴承类型及约束方式均与试验用某型号的双螺杆挤出机图纸一致, 齿轮的啮合相位和油位与实际情况一致, 箱体参考外形图给出简化的长方体结构, 花键结构采用铰接模型建立。

1.2 计算方法

齿轮箱的损耗主要来源于齿轮啮合、轴承、油封和辅传等几个部分^[11]:

$$P_v = P_{vz0} + P_{vzp} + P_{vl0} + P_{vlp} + P_{vd} + P_{vx} \quad (1)$$



1—箱体; 2—油位

图 1 双螺杆齿轮箱计算模型

式中: P_{vz0} 为齿轮空载损耗 (W), P_{vzp} 为齿轮负载损耗 (W), P_{vl0} 为轴承空载损耗 (W), P_{vlp} 为轴承负载损耗 (W), P_{vd} 为油封损耗 (W), P_{vx} 为辅传损耗 (W)。

1.2.1 齿轮负载损耗 P_{vzp}

齿轮的负载损耗可表示为^[12]:

$$P_{vzp} = P_d \mu_m B_T \quad (2)$$

作者简介: 张军 (1992-), 男, 硕士, 机械工程师, 主要从事机械仿真计算方面的研究。

基金项目: 2022 年大型挤压造粒机用高扭同向平行双螺杆挤出机开发及产业化项目 (TC220A04W-4)。

$$\mu_m = 0.045 \left(\frac{K_T K_A F_{bt} / b}{v_{\Sigma m} \cdot \rho_m} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} X_R X_L \quad (3)$$

$$H_f = \frac{\pi(u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_b} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (4)$$

式中： P_A 为输入功率(kW)， μ_m 为摩擦系数， H_v 为轮齿损耗系数， F_{bt} 为齿轮端面法向力(N)， b 为齿宽(mm)， $v_{\Sigma m}$ 为节点处速度和(m/s)， ρ_m 为节点处等效曲率半径(mm)， η_{oil} 为润滑油的动力黏度(MPa·s)， X_R 为粗糙度系数， X_L 为润滑油系数， u 为速比， z_1 为小齿轮齿数， ε_α 为端面重合度， β_b 为基圆螺旋角(°)， $\varepsilon_{1,2}$ 为小/大齿轮的齿顶重合度。

1.2.2 齿轮空载损耗 P_{VZ0}

齿轮的空载损耗可表示为^[13]：

$$P_{VZ0} = C_{sp} C_1 v_t^{0.2} \left(\frac{h_c}{v_{t0}} \right) \cdot \eta_2 \quad (5)$$

$$C_{sp} = \left(\frac{3h_{c,max}}{3h_c} \right)^{1.5} \cdot \frac{2h_c}{l_h} \quad (6)$$

$$C_1 = 0.063 \left(\frac{h_{c1} + h_{c2}}{h_{c0}} \right) + 0.012 \ln \left(\frac{b}{b_0} \right) \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{h_{c1} + h_{c2}}{80h_{c0}} + 0.2 \quad (8)$$

式中： C_{sp} 为溅油系数， v_t 为节圆线速度(m/s)， η_2 为大轮转速(r/min)， h_c 为齿轮浸油最低点距离啮合点的距离(mm)， l_h 为液压长度(mm)， $h_{c1,2}$ 为小/大齿轮的浸油深度(mm)， $h_{c,max} = \max(h_{c1}, h_{c2})$ ， $v_{t0} = 10$ m/s， $H_{c0} = 10$ mm， $b_0 = 10$ mm。

1.2.3 轴承损耗

轴承损耗可表示为^[14]：

$$P_{VL} = (M_{rr} + M_{sl} + M_{scal} + M_{drag}) \cdot \pi \quad (9)$$

$$M_{rr} = \phi_{ish} \phi_{rs} G_{rr} (\eta_r)^{0.6} \quad (10)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \phi_{rs} \quad (11)$$

$$M_{scal} = K_{ball} d_m^3 + K_{roll} \quad (12)$$

球轴承：

$$M_{drag} = 0.4V_N K_{ball} d_m^2 \pi^2 + 1.093 \times 10^{-7} \eta^2 d_m^2 \left(\frac{\eta d_m f_t}{v} \right)^{-1.379} R_t \quad (13)$$

滚子轴承：

$$M_{drag} = 0.4V_N K_{ball} d_m^2 \pi^2 + 1.093 \times 10^{-7} \eta^2 d_m^2 \left(\frac{\eta d_m f_t}{v} \right)^{-1.379} R_t \quad (14)$$

式中： M_{rr} 为滚动摩擦力矩(Nmm)， M_{sl} 为滑动摩擦力矩(Nmm)， M_{scal} 为密封件摩擦力矩(Nmm)， M_{drag} 为搅油摩擦力矩(Nmm)， G_{rr} 为滚动摩擦变量， G_{sl} 为滑动摩擦变量， ϕ_{ish} 为切入发热减少系数， ϕ_{rs} 为贫油回填减小系数， v 为润滑油的运动黏度(mm²/s)， η 为滑动摩擦系数， K_{S1} ， K_{S2} 为与轴承、密封件类型有关的系数， d_s 为密封接触面直径(mm)， V_M 为拖曳损失系数， K_{ball} ， K_{roll} 为球轴承和滚子轴承常数， d_m 为轴承平均直径(mm)， f_t ， R_s ， C_w 为与轴承类型、尺寸、浸油深度有关的系数， B 为轴承宽度(mm)。

1.2.4 油封损耗

油封损耗可表示为^[13]：

$$P_{VD} = 7.69 \times 10^{-6} d_{sh}^2 \eta \quad (15)$$

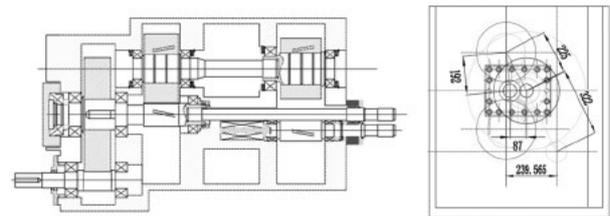
式中： d_{sh} 为轴径(mm)， η 为轴速(r/min)。

2 双螺杆挤出机效率试验

2.1 试验台架

试验用双螺杆齿轮箱的结构如图2所示。其相关参数如表1所示。齿轮箱效率实验的台架结构如图3所示。图中还涉及到与主试箱结构参数一致的陪试箱。

试验用电机为两台880 kW的三相异步电机；扭矩仪检测量程为0~5 000 Nm。



(a) 试验双螺杆齿轮箱装配图；(b) 齿轮啮合位置及中心距

图2 试验双螺杆齿轮箱结构图

表1 试验双螺杆齿轮箱参数

额定功率 /kW	输入转速 /r/min	速比	润滑方式	润滑油品
200	750	6.05	油浴+强制润滑	ISO-L-CKC320



1—电机；2—扭矩仪；3—主试箱；4—陪试箱；5—冷却装置

图3 齿轮箱效率试验台架

2.2 试验工况

加载试验中，齿轮箱保持恒定输入转速，输入功

率从 25 kW 逐渐加大到 100 kW，油池油位高度设置在箱体中分面，传动方向为面向输出轴顺时针转。由于齿轮箱的效率受到油温的影响，所以只有在稳态温度下的试验结果才有意义。试验中考虑了如表 2 所示的四种热平衡工况。

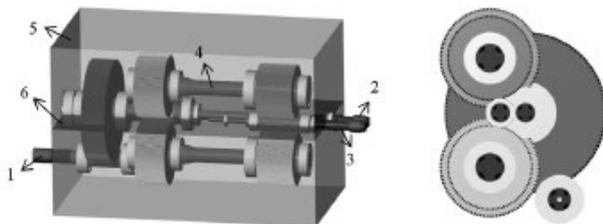
表 2 热平衡的试验工况

工况	输入转速 / (r·min ⁻¹)	额定功率 / kW
1	750	75
2	750	82
3	750	87
4	750	100

3 结果与分析

3.1 仿真结果与试验结果对比分析

通常假定单级花键或联轴器的效率为 99.95%，试验齿轮箱中有三处花键和一处联轴器；根据试验工况及对应的油池温度，建立的 KISSsys 仿真模型如图 4 所示。



(a) 仿真结构图；(b) 齿轮啮合位置

1—输入轴；2—输出长轴；3—输出短轴；4—过桥轴；
5—箱体；6—油位

图 4 试验双螺杆齿轮箱仿真模型

仿真计算的结果如表 3 所示，随功率的增大，齿轮的负载损耗和总损耗不断增加，同时齿轮箱的传动效率也在不断的提升。所有工况中，齿轮空载损耗均为所有损耗中占比最大的一项，文章采用的齿轮空载损耗计算方法与油位、转速、箱体尺寸有关，与润滑油的黏度无关，因此所有工况下的齿轮空载损耗保持一致。

表 3 试验工况仿真计算结果

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
齿轮空载损耗 P_{Vz0} /kW	1.385	1.385	1.385	1.385
齿轮负载损耗 P_{VzP} /kW	0.757	0.846	0.912	1.087
轴承损耗 P_{Vt} /kW	1.235	1.215	1.223	1.270
油封损耗 P_{Vd} /kW	0.041	0.041	0.041	0.041
花键 + 联轴器损耗 P_s /kW	0.140	0.164	0.174	0.205
总损耗 P_v /kW	3.558	3.651	3.735	3.988
传动效率 η /%	95.25%	95.54%	95.70%	96.02%

对于四种达到热平衡的工况，记录的试验数据如表 4 所示。由于存在外部冷却器，所以四种工况下的

油池温度差别不是很大。根据试验结果计算得到的齿轮箱效率如图 5 所示。试验的效率结果表明输入转速恒定，齿轮箱的效率随着输入功率的增大而增大；四种对比工况下，齿轮箱的效率均高于 95%。

表 4 热平衡工况试验结果

工况	输入转速 / r/min	输入扭矩 / Nm	输出扭矩 / Nm	油池温度 / °C
1	750	955	865	36.6
2	750	1 042	946	38.0
3	750	1 107	1 008	38.5
4	750	1 277	1 173	39.1

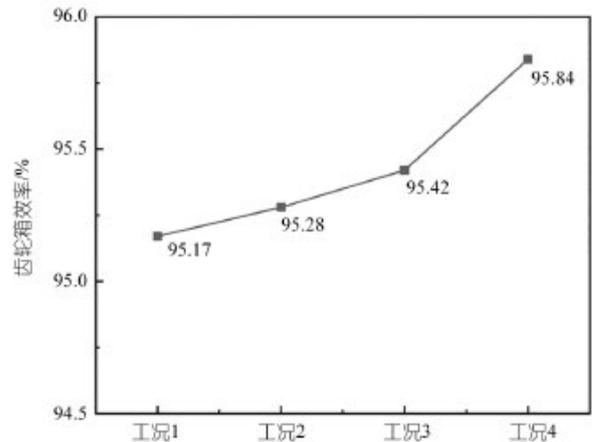


图 5 齿轮箱试验效率结果

图 6 进一步对比了仿真结果和试验数据，可见，仿真计算的结果趋势与试验情况一致，但仿真计算结果略高于试验结果，最大偏差为 0.28%。

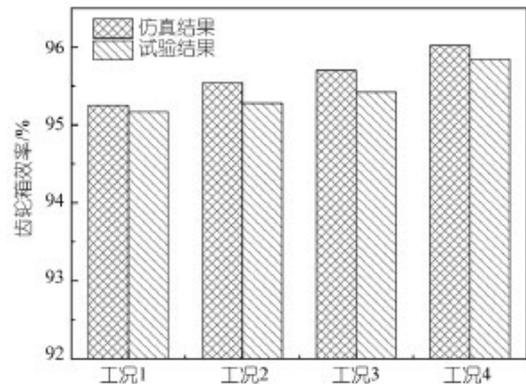


图 6 齿轮箱效率结果对比

3.2 压力角的影响

试验结果的对比表明，可以根据 KISSsys 软件来进行齿轮箱的效率仿真计算。在进口双螺杆挤出机的产品中，存在 25° 压力角的应用，而对应齿轮箱的润滑油量设计相对较小。所以从功率损耗的角度对比不同压力角对传动效率的影响。

公式 (2) 齿轮负载损耗的计算中，摩擦系数和

轮齿损耗系数是两个主要的影响因素。公式 (3)、(4) 给出了摩擦系数和轮齿损耗系数详细的计算，其中轮齿损耗系数主要与齿轮的宏观几何参数有关，而摩擦系数除了与齿轮宏观参数有关外，还与转速、润滑油有关。

以试验齿轮箱输入级齿轮副为例，在工况 4 的条件下，变位系数参考等滑移取值，其他齿轮参数

保持不变，仅考虑压力角变化对摩擦系数和轮齿损耗系数的影响。详细的计算结果如表 5 和表 6 所示。计算结果表明输入级齿轮副，随着压力角的增大，摩擦系数和轮齿损耗系数逐渐减小，即齿轮副的负载损耗在逐渐减小。

以工况 4 作为计算条件，压力角变化范围 $20^{\circ}\sim 25^{\circ}$ ，仿真计算结果如表 7 所示。随着压力角的增

表 5 压力角对摩擦系数的影响

压力角 $\alpha/^\circ$	20	21	22	23	24	25
单位齿宽法向力 $F_{bn}/(N\cdot mm^{-1})$	218.313	219.809	221.395	223.074	224.850	226.724
节点速度和 $v_{\Sigma m}(m\cdot s^{-1})$	2.717	2.826	2.934	3.041	3.149	3.256
节点等效曲率半径 /mm	15.188	15.787	16.385	16.981	17.575	18.167
摩擦系数	0.050	0.049	0.048	0.047	0.046	0.045

表 6 压力角对轮齿损耗系数的影响

压力角 $\alpha/^\circ$	20	21	22	23	24	25
小齿轮齿顶重合度 ε_1	0.893	0.869	0.846	0.824	0.804	0.786
大齿轮齿顶重合度 ε_2	0.587	0.586	0.583	0.580	0.577	0.574
端面重合度 ε_a	1.480	1.454	1.429	1.405	1.381	1.360
轮齿损耗系数 H_v	0.113	0.109	0.107	0.104	0.102	0.100

大，齿轮负载损耗明显降低，降低比例达到 22.26%，其他项损耗基本保持不变；总损耗降低了 5.82%，齿

轮箱的传动效率提升了 0.24%。图 7 直观的展示了压力角对传动效率和齿轮负载损耗的影响。

表 7 不同压力角在工况 4 下的计算结果

压力角 $\alpha/^\circ$	20	21	22	23	24	25
齿轮空载损耗 P_{VZ0}/kW	1.385	1.386	1.386	1.387	1.387	1.387
齿轮负载损耗 P_{VZP}/kW	1.087	1.004	0.953	0.915	0.877	0.845
轴承损耗 P_{VL}/kW	1.270	1.272	1.273	1.275	1.276	1.278
油封损耗 P_{VD}/kW	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041	0.041
花键 + 联轴器损耗 P_{VZO}/kW	0.205	0.205	0.205	0.205	0.205	0.205
总损耗 P_V/kW	3.988	3.908	3.858	3.823	3.786	3.756
传动效率 $\eta/\%$	96.02%	96.10%	96.15%	96.19%	96.23%	96.26%

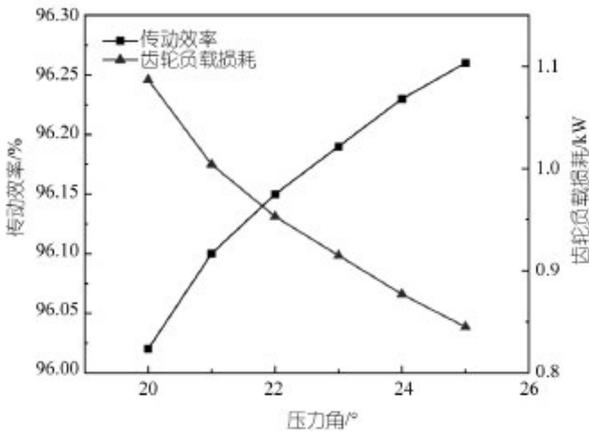


图 7 压力角的影响

3.3 润滑油的影响

从试验工况的仿真结果可以看出，所有工况中，

轴承损耗均超过齿轮的负载损耗，在不改变轴承类型和配置的情况下，降低润滑油黏度可以有效减少轴承的损耗，但同时低黏度的润滑油会增加齿轮的负载损耗，合理的措施是采用低黏度的合成润滑油，能够降低轴承损耗和齿轮的负载损耗^[15-16]，同时保证齿轮和轴承的强度。

试验油品为 320 的矿物油，仿真采用 220 的聚乙二醇类合成油，具体牌号为 Klubersynth GH 6-220 合成油，其他参数均保持不变，四种试验工况的计算结果如表 8 所示。

图 8 是合成油与矿物油仿真计算结果的对比，与矿物油相比，合成油的齿轮负载损耗和轴承损耗显著降低，齿轮负载损耗平均降低了 28.83%，轴承损耗平均降低了 19.68%，最终齿轮箱总损耗平均降低了

13.47%，传动效率平均提升了 0.59%。

表 8 合成油试验工况仿真计算结果

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
齿轮空载损耗 P_{Vz0}/kW	1.385	1.385	1.385	1.385
齿轮负载损耗 P_{VzB}/kW	0.540	0.602	0.649	0.772
轴承损耗 P_{VL}/kW	0.964	0.974	0.990	1.043
油封损耗 P_{VD}/kW	0.041	0.041	0.041	0.041
花键 + 联轴器损耗 P_S/kW	0.140	0.164	0.174	0.205
总损耗 P_V/kW	3.070	3.166	3.239	3.446
传动效率 $\eta/\%$	95.91	96.13	96.27	96.56

4 总结

从理论仿真模型计算出发，研究了双螺杆挤出机齿轮箱传动效率的计算方法，通过仿真计算与某试验机型的双螺杆齿轮箱加载试验的结果对比，表明仿真

计算与试验结果的变化趋势一致，且仿真与试验的最大数据偏差为 0.28%。

结果对比验证了仿真计算的准确性，故可根据文章的仿真方法对双螺杆挤出机齿轮箱的传动效率进行计算及合理预测。

根据仿真计算分析了齿轮压力角的影响，结果表明增大压力角可以显著的降低齿轮的负载损耗，从而有效的提升齿轮箱的传动效率。

根据仿真计算分析了润滑油类型的影响，结果表明低黏度的聚乙二醇类合成油可以显著的同时降低齿轮负载损耗和轴承损耗，从而有效的提升齿轮箱的传动效率。

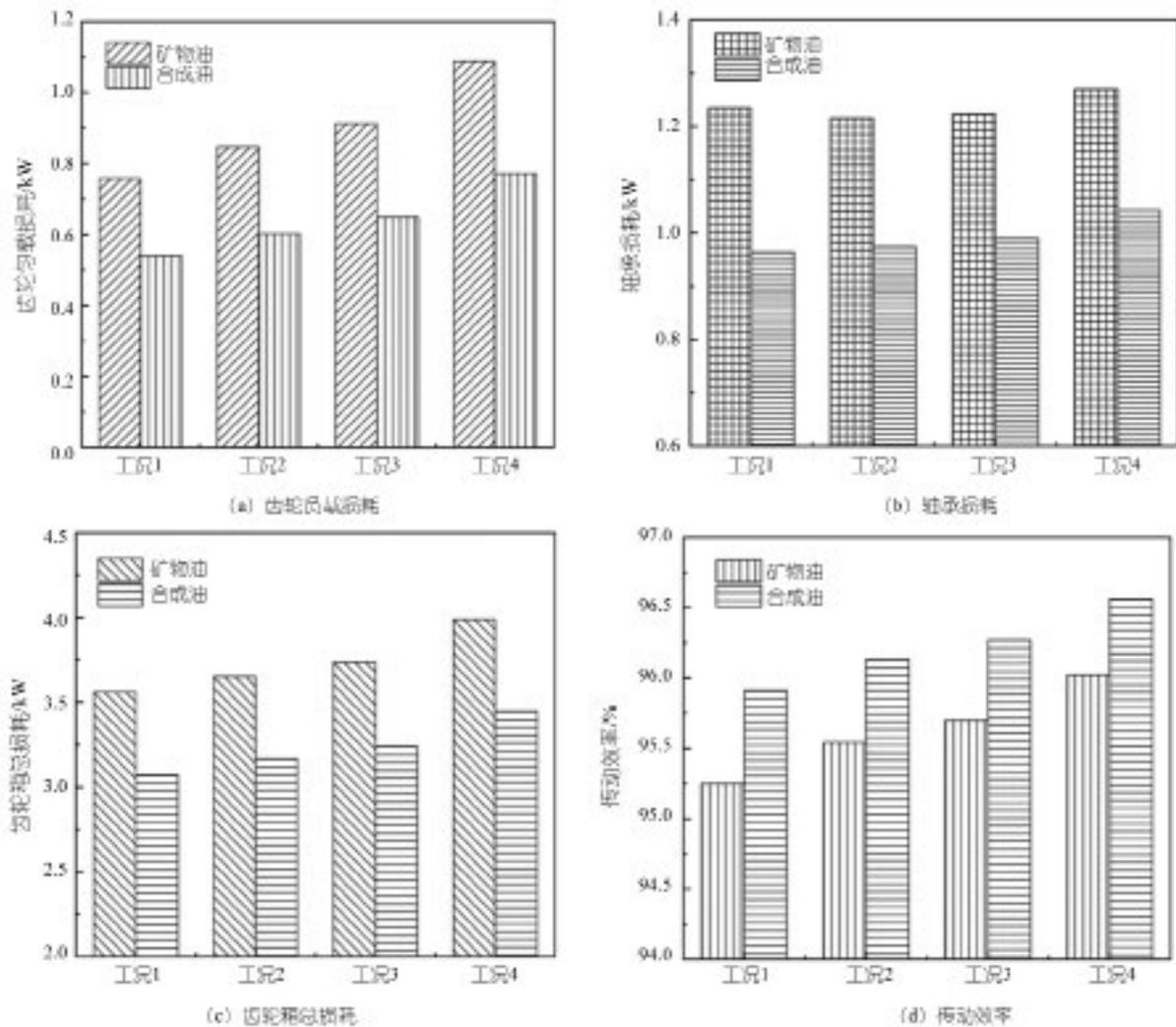


图 8 矿物油与合成油的结果对比

参考文献：

[1] 王天鹏. 同向双螺杆挤出机挤压系统的设计与性能研究 [D].

青岛：青岛科技大学，2018.

[2] 林桂强. 高扭矩高槽深比同向双螺杆挤出机传动系统设计原理

- 及性能研究[D].北京:北京化工大学,2012.
- [3] 王程,余兴兴.挤出机产能效率的影响因素简析[J].塑料工业,2023,51(06):69-74.
- [4] 黄险波,叶南彪,姜苏俊.聚合物共混改性与加工实用技术[M].北京:科学出版社,2018.
- [5] 张超,樊瑜瑾,田野.啮合同向双螺杆挤出机滑移条件下的仿真分析[J].塑料科技,2019,47(08):71-75.
- [6] 王多勇.双螺杆挤出机的关键技术[J].塑料工业,2012,40(4):118-122.
- [7] 张坤,康少博,徐文博,等.双螺杆挤出机关键技术研究与分析[J].内燃机与配件,2019,(14):160-162.
- [8] 吴志强.新型同向平行双螺杆挤出机齿轮箱传动系统的设计[J].塑料科技,2011,39(12):77-79.
- [9] 丁炜,颜世钊,苗圩巍,等.轨道交通齿轮箱热平衡分析技术研究[J].机械传动,2021,45(05):96-100+160.
- [10] 李优华,李权才,刘忠明.低速重载齿轮箱传动效率分析与测试[J].机械传动,2017,41(07):111-115.
- [11] Höhn B-R, Michaelis K, Hinterstoißer M. Optimization of gearbox efficiency[J]. Goriva i Maziva, 2009,48(4):462-480.
- [12] G. 尼曼, H. 温特尔. 机械零件(第二卷)[M]. 北京:机械工业出版社,1989.
- [13] 中国标准化技术委员会. GB/Z 22559.2-2008 齿轮 热功率 第二部分:热承载能力计算[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [14] SKF 滚动轴承手册,2019.
- [15] Fernandes M C, Marques M P, Martins C R, et al. Gearbox Power Loss. Part I: Losses in Rolling Bearings[J]. Tribology International, 2015,88:298-308.
- [16] Fernandes M C, Marques M P, Martins C R, et al. Gearbox Power Loss. Part II: Friction Losses in Gears[J]. Tribology International, 2015,88:309-316.

Efficiency calculation of gearbox for twin-screw extruder

Zhang Jun¹, Wu Mingjun¹, Ji Yao¹, Bi Chao², He Zhicong²

(1. Nanjing High Precision Gear Group Co. LTD., Nanjing 211103, Jiangsu, China;

2. Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: In order to improve the transmission efficiency of the gearbox and reduce power loss, a simulation calculation method for the transmission efficiency of the gearbox is proposed. Establish a transmission model for the gearbox system based on KISSsys, calculate the losses of gears, bearings, shaft seals, etc., and apply it to the transmission efficiency analysis of the twin-screw extruder gearbox. Obtain the efficiency value of the gearbox through loading experiments and compare it with the results of theoretical simulation calculations. The results show that the maximum deviation between simulation calculation and experimental results is 0.28%, and the proposed simulation calculation method can predict the efficiency of the gearbox of the twin-screw extruder well; The influence of gear pressure angle and lubricating oil type on transmission efficiency was analyzed. The KISSsys analysis results showed that increasing the gear pressure angle from 20° to 25° reduced the load loss of the gear by 22.26% and increased the transmission efficiency by 0.24%; By using polyethylene glycol synthetic lubricating oil, the average gear load loss was reduced by 28.83%, the average bearing loss was reduced by 19.68%, and the transmission efficiency was improved by an average of 0.59%.

Key words: twin-screw extruder; KISSsys; gear wear; bearing loss; efficiency

(R-03)

